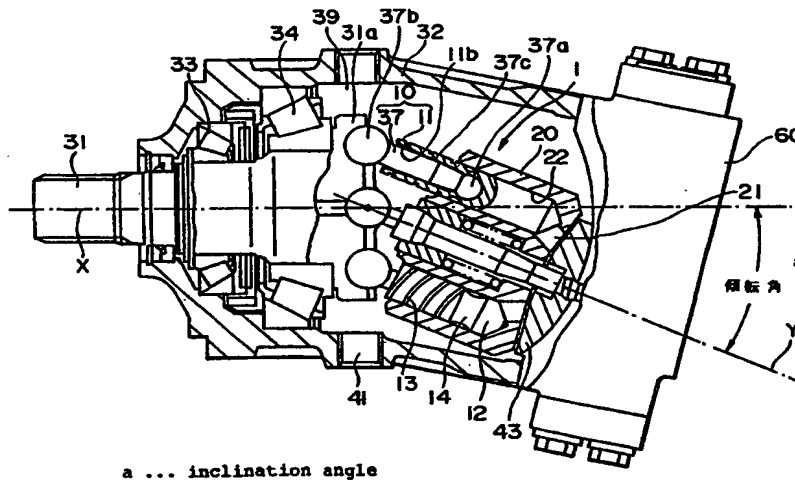




(51) 国際特許分類6 F04B 1/24, 21/00	A1	(11) 国際公開番号 WO98/34027 (43) 国際公開日 1998年8月6日(06.08.98)
(21) 国際出願番号 PCT/JP98/00437 (22) 国際出願日 1998年2月3日(03.02.98) (30) 優先権データ 特願平9/34276 1997年2月4日(04.02.97) JP (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 株式会社 小松製作所(KOMATSU LTD.)[JP/JP] 〒107-8414 東京都港区赤坂二丁目3番6号 Tokyo, (JP) (72) 発明者 ; および (75) 発明者 / 出願人 (米国についてのみ) 赤坂利幸(AKASAKA, Toshiyuki)[JP/JP] 布谷貞夫(NUNOTANI, Sadao)[JP/JP] 森田絃一(MORITA, Kouichi)[JP/JP] 〒323-0819 栃木県小山市横倉新田400 株式会社 小松製作所 小山工場内 Tochigi, (JP) (74) 代理人 弁理士 橋爪良彦(HASHIZUME, Yoshihiko) 〒107-8414 東京都港区赤坂二丁目3番6号 小松ビル8階内 Tokyo, (JP)		(81) 指定国 DE, US. 添付公開書類 国際調査報告書

(54)Title: PISTON PUMP MOTOR

(54)発明の名称 ピストンポンプ・モータ



(57) Abstract

Heat generation and seizure caused by sliding friction of a piston and a cylinder in inclined shaft type and swash plate type hydraulic pumps can be prevented even at high speeds. A piston pump motor comprises a cylinder block (20) rotatably supported in a casing (32), having suction and exhaust ports (21) on one end surface side of a cylindrical shape and provided with a plurality of cylinder bores (22) which are connected to the suction and exhaust ports and arranged uniformly on an inside circumference, and pistons (11) adapted to be rotated by a drive shaft (31), slide liquid-tightly in the cylinder bores and to partly enter and leave the other end surface side of the cylinder block. Provided on either that portion of an outer periphery of each piston, which enters and leaves the other end surface side of the cylinder block, or that portion of an inner periphery of each cylinder bore, where a portion of the associated piston enters and leaves the other end surface side of the cylinder block, is an oil introduction groove (13) communicating with the inside of the casing.

(57) 要約

高速化しても、斜軸式および斜板式油圧ポンプのピストンとシリンダとの摺動摩擦による発熱や焼きつきが防止できる。このために、ケース(32)内に回転自在に支持され、且つ円筒形状の一端面側に吸込・吐出ポート(21)を有すると共に、これら吸込・吐出ポートに接続し、且つ内側の円周上に均等に配分された複数のシリンダ孔(22)が設けられたシリンダブロック(20)と、駆動軸(31)により回転されると共に、このシリンダ孔内で枢密に摺動し、且つシリンダブロックの他端面側からその一部が出入するピストン(11)とを有するピストンポンプ・モータにおいて、ピストンの外周で、且つシリンダブロックの他端面側から出入する部分、及びシリンダ孔の内周で、且つ他端面側からこのピストンの一部が出入する部分のいずれか一方に、ケース内に連通する導油溝(13)を設けている。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に掲載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード (参考情報)

AL	アルバニア	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SN	セネガル
AM	アルメニア	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SZ	スワジランド
AT	オーストリア	GB	イギリス	LV	ラトヴィア	TD	チャド
AZ	アゼルバイジャン	GE	ジョージア	MC	モナコ	TG	トーゴ
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GH	ガーナ	MD	モルドバ	TJ	タジキスタン
BB	バハマ	GN	ギニア	MG	マダガスカル	TM	トルクメニスタン
BE	ベルギー	GW	ギニア・ビサウ	MK	マケドニア共和国	TT	トリニダード・トバゴ
BG	ブルガリア	GR	ギリシャ	ML	マリ	UA	ウクライナ
BJ	ベナン	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	UG	ウガンダ
BR	ブラジル	IE	アイルランド	MR	モーリタニア	US	米国
BY	ベラルーシ	IL	イスラエル	MW	モザンビーク	UZ	ウズベキスタン
CC	中央アフリカ共和国	IS	アイスランド	MX	メキシコ	VN	ベトナム
CF	中央アフリカ共和国	IT	イタリア	NL	オランダ	WU	ウイグル
CH	スイス	JP	日本	NO	ノルウェー	YU	ユーゴスラヴィア
CI	コートジボワール	KE	ケニア	NZ	ニュージーランド	ZW	ジンバブエ
CM	カメルーン	KR	韓国	PL	ポーランド		
CN	中国	KP	北朝鮮	PT	ポルトガル		
CU	キューバ	RR	ルーマニア	RO	ルーマニア		
CY	キプロス	KZ	カザフスタン	RU	ロシア		
CZ	チェコ	LC	セント・ルシア	SD	スーダン		
DE	ドイツ	LI	リヒテンシュタイン	SE	スウェーデン		
DK	デンマーク	LR	リベリア	SG	シンガポール		
EE	エストニア	LS	レソト	SI	スロベニア		
ES	スペイン			SK	スロバキア		
				SL	シエラ・レオネ		

明 細 書

ピストンポンプ・モータ

技 術 分 野

本発明は、ピストンポンプ・モータに係り、特に高速回転速度に適応できる斜軸式および斜板式油圧ポンプのピストンとシリンダブロックの形状に関する。

背 景 技 術

従来より、駆動源の動力によりドライブシャフトを介してシリンダブロック装置を回転駆動し、シリンダブロック内のピストンを往復動することによりタンクから油を吸入し高圧油を吐出して機械エネルギーを流体エネルギーに変換する、ピストンポンプが知られている。また、ポンプから高圧油をシリンダブロック内に導きピストンを往復動させることによりシリンダブロック装置、ドライブシャフトを回転駆動して流体エネルギーを機械エネルギーに変換する、ピストンモータも知られている。なお、シリンダブロック装置の基本構造は、ピストンポンプとピストンモータのいずれにおいても変わらない。

シリンダブロック装置 30 を備えた斜軸型ピストンモータの 1 例を、図 6 に示す。ドライブシャフト 31 はケース 32 に収納されている軸受け 33、34 に支えられて回転する。ドライブシャフト 31 の一端側にはフランジ部 31a が一体に形成されている。このフランジ部 31a にはドライブシャフト 31 の回転軸芯 X 上に、センターシャフト 35 と一体成形されたボール 35a が組み込まれ、センターシャフト 35 は傾転角制御装置 60 によりドライブシャフト 31 の回転軸芯 X に対して、所定の傾転角で上下方向に揺動する。

また、フランジ部 31a にはドライブシャフト 31 の回転軸芯 X から同一円周上に、等間隔で複数本のピストンアセンブリ 36 が配設されている。このピストンアセンブリ 36 は、ピストンロッド 37 とピストン 38 とから構成され、

揺動自在に連結されている。ピストンロッド 37 は、両端が球形状部 37 a, 37 b よりなり、その間はロッド 37 c により連結されている。

ピストン 38 は、一端面側から軸線方向に円形の穴が開けられた円柱よりなり、その穴底は半球形状に形成されている。このピストン 38 の穴底の半球形部には、ピストンロッド 37 の一端部の球形状部 37 a が挿入され、ピストン 38 の外径を変形させることにより両者が連結されている。ピストン 38 は、その穴に対してピストンロッド 37 が当接する範囲で揺動可能である。また、ピストンロッド 37 の他端部の球形状部 37 b は、ドライブシャフト 31 のフランジ部 31 a に揺動自在に取着されている。これにより、ピストン 38 は、ドライブシャフト 31 およびピストンロッド 37 に対してそれぞれ揺動自在に取着されている。ピストン 38 の他端面側の外径は、後述するシリンダブロック 42 に枢密に挿入され、ピストン 38 の他端面側に作用する高圧油をピストン 38 の外円周部 38 a (図 7 A, 7 B に示す) でシールしている。

ピストン 38 の外円周部 38 a の形状には、溝のないストレート形 (図 7 A) と、長手方向にお互いが連通していない複数本のラビリンス溝 38 b が削成された形 (図 7 B) とがある。

ケース 32 の内部は図 6 に示すケースドレン 39 を形成し、ピストンアセンブリ 36 とシリンダブロック 42 との隙間から洩れる油がケースドレン 39 を通ってドレンポート 41 から図示しないタンクへ排出される。ラビリンス溝 38 b の働きは、圧力が全周で均一に分布するためピストン 38 がシリンダブロック 42 の孔 42 b の中心近くに保たれる。この結果、ピストン 38 がこの孔 42 b 内で往復動しても直接接触が無く、摺動摩擦による発熱が低く抑えられる。また、ピストン 38 の往復動によりラビリンス溝 38 b がシリンダブロック 42 から温度の低いケースドレン 39 側に突出するため、ラビリンス溝 38 b の高温油が排出、または冷却できる。

図 8 に示す円筒状のシリンダブロック 42 は、前述の傾転角制御装置 60 によるセンターシャフト 35 の上下方向の揺動に伴って、ドライブシャフト 31 の回

転軸芯Xに対して上下方向に揺動する。したがって、シリンダブロック42は、センターシャフト35の回転軸芯Yを中心に回転する。

シリンダブロック42の一端面側は凹球面状に形成され、この球面は複数の吸込・吐出ポート42aを有するとともに、バルブプレート43の凸球面に摺動自在に当接している。シリンダブロック42の他端面側には、フランジ部31aに装着されているピストンアセンブリ36と同じ数で、且つシリンダブロック42の内方の円周上に等間隔に複数のシリンダブロックの孔42b（以下シリンダ孔42bという）があげられている。これらのシリンダ孔42bは、複数の吸込・吐出ポート42aに接続されるとともに、各シリンダ孔42bには、枢密な隙間を持って複数のピストンアセンブリ36が往復動自在に挿入されている。各ピストンアセンブリ36の端面には、各吸込・吐出ポート42aからの高圧油が作用している。

センターシャフト35の一端側のボール35aは、フランジ部31aに組み込まれているが、他端側はバルブプレート43の軸受け44により支持されている。バルブプレート43は傾転角制御装置60に形成された凹球面状の摺動面45上を、センターシャフト35のボール35aの芯Zを中心として傾転する。なお、傾転角は、ドライブシャフト31の回転軸芯Xに対するシリンダブロック42の回転軸芯Yの傾きであり、傾転角制御装置60により調整される。

ここで傾転角を小さく調整すると、シリンダブロック42はドライブシャフト31の回転軸芯Xに近づくために、ピストンアセンブリ36が更にシリンダブロック42内に挿入され、ストロークS（ピストンの出入量の差）も小さくなる。この結果、シリンダブロック42とピストンアセンブリ36との空間容積が小さくなるため、同一流入量の場合にはピストンアセンブリ36の単位時間往復回数は多くなり、シリンダブロック42と接続するドライブシャフト31の回転数は増加する。即ち、傾転角が小さくなると高速回転になり、逆に傾転角が大きくなると低速回転になる。また、傾転角がゼロ、即ちドライブシャフト31の回転軸芯Xとシリンダブロック42の回転軸芯Yが同一軸線上にあるとストロー

クSはゼロになり、ピストンアッセンブリ36は往復動しなくなり、ドライブシャフト31は回転しなくなる。

センターシャフト35とシリンダブロック42の間には、シート46とスプリング47があって、スプリング47の押しつけ力によりシリンダブロック42とバルブプレート43とで形成する球面状摺動面で接触状態を保っている。シリンダブロック42の吸込・吐出ポート42aはバルブプレート43の図示しない圧油の入口、および排出油出口と接続している。

上記構成により、シリンダブロック装置30は、ピストンアッセンブリ36が往復運動してもシリンダブロック42との隙間を洩れた高圧油で、またはピストン38の外周のラビリンス溝38aに溜まった油で冷却と潤滑をするため、シリンダブロック42内でピストンアッセンブリ36の往復動により発生する摺動摩擦熱や焼きつきが防止できる。

しかしながら、ピストンポンプ、モータの市場動向は、油圧ショベルの高速走行の例に見る通り高速化（高回転数化）の方向にある。高速回転になると、図6の上側のピストンアッセンブリ36が更にシリンダブロック42内に挿入されるとともに、下側のピストンアッセンブリ36の挿入深さが小さくなり、ストロークSも小さくなる。これに伴い単位時間当たり往復回数も多くなるため、ピストンアッセンブリ36とシリンダブロック42との相対する円周面が、局部的に発熱して高温になる。しかも、ピストンアッセンブリ36がシリンダブロック42内に挿入されストロークSが小さくなると、ラビリンス溝38bはシリンダブロック42から低温のケースドレン39側に突出し難くなり、ラビリンス溝38bに溜まった高温油は排出されず、冷却効果も減少する。

また、シリンダブロック装置30がシリンダブロック42の回転軸芯Yを中心に高速回転すると、ピストンアッセンブリ36は遠心力によりシリンダブロック42のシリンダ穴42bの外周側に偏心する。その結果、図5に示すようにピストンアッセンブリ36は穴42bの外周面に強く押しつけられた状態で高サイクルの往復動をするという悪条件が重なり、摺動摩擦による発熱や、焼きつきが局

部的に発生する。この現象は、ピストンポンプ、モータが高速化（高回転数化）すればするほど顕著になる。

また、前述の摺動摩擦による発熱を防ぐためにシリンダブロック 42 とピストン 38 との隙間を大きくし、ケースドレン 39 への洩れ油量を増やして冷却する方法がある。しかし、ピストンポンプ、モータの基本性能である容積効率（ポンプの場合は実吐出量と洩れなどを含めた理論吐出量との比、モータの場合は理論流入量と実流入量との比）が低下する。特に、低速の 500 r p m 程度の回転数域では著しく低下する。

図 9 は、定格容量（160 c c / r e v）のピストンモータについて、各ピストン 38 とピストンとシリンダブロック 42 のシリンダ穴 42 b との直径隙間（ μm ）、洩れ量（l / m i n）、及び容積効率（%）の関係を、圧力を変えて実測した図表である。即ち、記号 A の直径隙間を基準にすると記号 B、及び C における洩れ量と容積効率は表 1 の結果となった。このピストン 38 には、図 7 B に示すような複数本のラビリンス溝 38 b が削成されたものを用いている。

表 1 直径隙間と洩れ量、容積効率の実験値

記号	直径隙間 (μm)	洩れ量 (l / m i n)	容積効率 (%)
A	基準	基準	基準
B	基準 + 10	基準 + 3	基準 - 4
C	基準 + 20	基準 + 7	基準 - 9

- ・直径隙間 A を基準とする。
- ・圧力：
350 K g / c m²
- ・回転数：
500 r p m

表1において、記号Bの場合はピストン38とシリンダブロック42のシリンダ穴42bと直径隙間を、記号Aの基準の直径隙間に対して10 μ mだけ大きくすると、洩れ量が3 l/min増加し、容積効率が4%低減する。直径隙間を20 μ m大きくした記号Cの場合は、洩れ量が7 l/min増加し、容積効率が9%低減する。このように、直径隙間が大きくなると容積効率が低下して発熱の原因になるので、隙間を大きくする方法は採用できない。

発 明 の 開 示

本発明は、上記従来の問題点に着目し、ピストンポンプ・モータの高速化に対して、斜軸式および斜板式油圧ポンプのピストンとシリンダとの摺動摩擦による発熱や焼きつきが防止できるシリンダブロック装置を提供することを目的としている。

本発明に係るピストンポンプ、モータの第1発明は、ケース内に回転自在に支持され、且つ円筒形状の一端面側に吸込・吐出ポートを有すると共に、これら吸込・吐出ポートに接続し、且つ内側の円周上に均等に配分された複数のシリンダ孔が設けられているシリンダブロックと、駆動軸により回転されると共に、このシリンダ孔内で枢密に摺動し、且つこのシリンダブロックの他端面側からその一部が出入するピストンとを有するピストンポンプ・モータにおいて、前記ピストンの外周で、且つ前記シリンダブロックの他端面側から出入する部分、及び前記シリンダ孔の内周で、且つ前記他端面側からこのピストンの一部が出入する部分のいずれか一方に、前記ケース内に連通する導油溝を設けている。

かかる構成により、高圧油がポンプからバルブプレートを通してシリンダブロックのシリンダ孔内に流入すると、ピストン外周、シリンダ内周のいずれか一方に、ケースドレン側に位置し、且つ連通する導油溝があるため、シールランドから洩れた高圧油は導油溝を通して流れ、ピストン全周を潤滑、および冷却して、発熱や焼きつきを防止できる。また、シリンダブロックの傾転角が小さいとき（吐出容積が小さいとき）、即ち、ピストンのストロークが小さいときに高サイク

ルで往復動を繰り返すとき、従来はラビリンス溝がシリンダブロックの外部に出ることがないため、その部分の油が高温になったが、本発明では導油溝がケース内に連通するため、油が入換わって高温になることがない。したがって、発熱や焼きつきを防止でき、ピストンポンプ、モータを高速回転することができる。

第2発明では、ケース内に回転自在に支持され、且つ円筒形状の一端面側に吸込・吐出ポートを有すると共に、これら吸込・吐出ポートに接続し、且つ内側の円周上に均等に配分された複数のシリンダ孔が設けられているシリンダブロックと、駆動軸により回転されると共に、このシリンダ孔内で枢密に摺動し、且つこのシリンダブロックの他端面側からその一部が出入するピストンとを有するピストンポンプ・モータにおいて、前記シリンダブロックの他端面側から出入する部分の外周は、前記吸込・吐出ポート側の外周より小径である前記ピストン、及び前記シリンダブロックの他端面側からこのピストンの一部が出入する部分の内周は、前記吸込・吐出ポート側の内周より大径である前記シリンダ孔のうち、少なくともいずれか一方を備えている。

かかる構成により、ケースドレン側のピストン外径を吸込・吐出ポート側より小さくしたため、またはケースドレン側のシリンダ内径を吸込・吐出ポート側より大きくしたため、いずれの場合もケースドレン側の隙間が大きくなり、シールランドから洩れた高圧油はシールランド部より大きな隙間を通してピストン全周を潤滑、および冷却でき、発熱や焼きつきを防止できる。しかも、ピストンはケースドレン側ではシリンダに押しつけられることがない。更に、吸込・吐出ポート側の隙間は従来と変わっていないため、洩れが増加して容積効率が低下することも無く、ピストンポンプ、モータを高速回転できる。

第2発明を主体とする第3発明では、前記ピストンの外周の小径部、及び前記シリンダ孔の内周の大径部のうち、少なくともいずれか一方に前記ケース内に連通する導油溝を設けている。

第2発明の作用効果に加えて、ケース内に連通する導油溝を設けたので、ピストン全周をより効率よく潤滑、および冷却でき、発熱や焼きつきを防止できる。

第1、第2、又は第3発明を主体とする第4発明は、前記ピストンの外周には、前記吸込・吐出ポート側の高圧油をシールする高圧油シールランドと、このシールランドに隣接して、且つ前記ケース内に連通する導油溝及び前記ピストンの外周の小径部のうち、いずれか一方に接続する所定幅の外周溝とを備えている。

導油溝とシールランドとの間、またはピストンの外周の小径部とシールランドとの間に、これらと連通する外周溝を設けて油が溜まるようにしたため、バルブプレートと通じるシリンダ孔が高圧から低圧になり、シールランドからの油洩れがなくても、外周溝に溜った油により、ピストンとシリンダ孔との間を潤滑できる。

第1、又は第3発明を主体とする第5発明では、前記導油溝は、前記ピストンの往復動方向に対して傾斜した形状である。

これにより、シールランドから導油溝に洩れた高圧油が傾斜した導油溝沿ってピストン外周へ供給され、全周均一な冷却効果が得られる。

なお、本発明は従来のピストン、またはシリンダ孔に油溝などを設けただけなので、構造が簡単であり、シリンダブロック装置としての構造は変わらないという利点もある。

図面の簡単な説明

図1は本発明に係るピストンモータの断面図である。

図2A-図2Eは、図1のシリンダブロック装置に係るピストンアセンブリの第1-第5実施例を示す図である。

図3A-図3Bは、図1のシリンダブロック装置に係るシリンダブロックの第6-第7実施例を示す図である。

図4は図1のシリンダブロック装置に係るピストンとシリンダブロックの作動説明図である。

図5は従来のシリンダブロック装置に係るピストンとシリンダブロックの作動説明図である。

図 6 は従来のピストンモータの断面図である。

図 7 A－図 7 B は、従来のシリンダブロック装置に係るピストンアセンブリを示す図ある。

図 8 は従来のシリンダブロック装置に係るシリンダブロックを示す図である。

図 9 は直径隙間と洩れ量、容積効率の実験値を示す図表である。

発明を実施するための最良の形態

本発明に係るピストンポンプ、モータの実施例を、図 1－4 を参照して詳細に説明する。なお、本発明のシリンダブロック装置 1 を除く構成部品は、従来技術と同様であるため、同一部品には同一符号を付して説明を省略する。

図 1 において、シリンダブロック装置 1 は、従来技術のシリンダブロック装置 3 0 に対して、ピストンアセンブリ 1 0 とシリンダブロック 2 0 の構成が改良されている。

各ピストンアセンブリ 1 0 は、ピストンロッド 3 7 とピストン 1 1 とから構成され、両者は揺動自在に連結されている。ピストンロッド 3 7 の両端は、球形状部 3 7 a, 3 7 b よりなり、その間はロッド 3 7 c により連結されている。

ピストン 1 1 は、一端面側から軸線方向に円形の穴が開けられた円柱よりなり、その穴底は半球形状に形成されている。このピストン 1 1 の穴底の半球形部には、ピストンロッド 3 7 の一端の球形状部 3 7 a が挿入され、ピストン 1 1 の外径を変形させることにより両者が連結されている。ピストン 1 1 は、その穴 1 1 b に対してピストンロッド 3 7 が当接する範囲で揺動可能である。また、ピストンロッド 3 7 の他端部の球形状部 3 7 b は、ドライブシャフト 3 1 のフランジ部 3 1 a に揺動自在に取着されている。ピストン 1 1 の他端面側の外径は、後述するシリンダブロック 2 0 に枢密に挿入され、ピストン 1 1 の他端面側に作用する高圧油をピストン 1 1 の外周部 1 2 (以下シールランド 1 2 という) でシールしている。

ピストン 1 1 には、外周の溝形状と配置、あるいは外径寸法が長手方向で異な

ものがある。ピストン11の外周で、図1に示めす右側R（シリンダブロック20の吸込・吐出ポート21側）には、その端面に作用する高圧をシリンダブロック20と共にシールするシールランド12が設けられている。他方、ピストン11の左側L（シリンダブロック20の他端面側）には、ケースドレン39内に連通する導油溝13が設けられている。また、ピストン11の外周には、ピストン11とピストンロッド37とを連結するために外径を変形させた外周溝14が設けられている。この外周溝14は、加工方法（連結方法）を変更することにより省略することもできる。

図2A-2Eは、本発明のピストンアッセンブリ10の5種類の外観を示している。各ピストンアッセンブリ10A-10Eは、各ピストンロッド37と各ピストン11A-11Eとから構成され、両者は揺動自在に連結されている。

図2Aは、第1実施例のピストンアッセンブリ10Aを示し、ピストン11Aはケースドレン39側Lから導油溝13A、外周溝14、シールランド12を右側Rに順次配置している。なお、導油溝13Aは1本の螺旋溝で形成されている。

図2Bは、第2実施例のピストンアッセンブリ10Bを示し、ピストン11Bは、溝の配置についてはピストン11Aと同じであるが、導油溝13Bは複数本の直線からなる傾斜溝である。

図2Cは、第3実施例のピストンアッセンブリ10Cを示し、ピストン11Cは、ケースドレン39側Lから導油溝13C、シールランド12、外周溝14、導入溝15を右側Rに順次配置している。なお、導油溝13Cと導入溝15Cは、それぞれ1本の螺旋溝で形成されている。

図2Dは、第4実施例のピストンアッセンブリ10Dを示し、ピストン11Dは、溝の配置についてはピストン11Cと同じであるが、導油溝13Dおよび導入溝15Dは、それぞれ複数本の直線からなる傾斜溝である。

図2Eは、第5実施例のピストンアッセンブリ10Eを示し、ピストン11E

1 1

は、ケースドレン 3 9 側 L から細い直径 D_a の導油部 1 3 E、外周溝 1 4、太い直径 D_b のシールランド 1 2 を右側 R に順次配置している。即ち、シールランド 1 2 の直径 D_b は導油部 1 3 E の直径 D_a より大きく設定されており、ピストン 1 1 E の右側 R の端面に作用する高圧を、シリンダブロック 2 0 とともにシールする。

図 3 A - 3 B はシリンダブロック装置 1 のシリンダブロック 2 0 A, 2 0 B の断面図であり、端面の右側 R には複数の吸込・吐出ポート 2 1 が設けられている。また、シリンダブロック 2 0 A, 2 0 B の内部にはこれら吸込・吐出ポート 2 1 に接続し、且つ内側の円周上に均等に配分された複数のシリンダ孔 2 2 が設けられている。各シリンダ孔 2 2 には、シリンダブロック 2 0, 2 0 B の左側 L (ケース側) から各ピストン 1 1 が枢密に挿入され、これらピストン 1 1 の右側端面に作用する高圧油を、ピストン 1 1 のシールランド 1 2 でシールする。シリンダ孔 2 2 とピストン 1 1 との隙間から洩れた圧油は、左側 L からケース 3 2 内にドレーンする (図 1 参照)。

シリンダ孔 2 2 の内径部で、且つ左側 L から所定の範囲には、ケース 3 2 内に連通する導油溝 2 3 A 又は 2 3 B が設けられている。導油溝 2 3 A 又は 2 3 B の所定の範囲とは、図 1 に示すシリンダブロック 2 0 の傾転角度が大きいときで、且つ図示の上側のピストン 1 1 が大きく抜け出したときに、導油溝 2 3 A 又は 2 3 B がシールランド 1 2 に重ならないでシールできる範囲である。

図 3 A は、第 6 実施例のシリンダブロック 2 0 A を示し、複数のシリンダ孔 2 2 の各導油溝 2 3 A は、それぞれ 1 本の螺旋溝になっている。

図 3 B は、第 7 実施例のシリンダブロック 2 0 B を示し、複数のシリンダ孔 2 2 の各導油溝 2 3 B は、それぞれ複数本の直線からなる傾斜溝になっている。

次に、かかるシリンダブロック装置 1 を備えたピストンモータのの作動について説明する。

図 1 において、シリンダブロック装置 1 が所定の傾転角に調整された状態で、バルブプレート 4 3 の図示しない高圧ポートより高圧油が、シリンダブロック 2

0の吸込・吐出ポート21を通りシリンダ孔22に流入する。この結果、ピストンアッセンブリ10はシリンダブロック20より押し出され、ドライブシャフト31はピストンロッド37の一端の球形状部37aから回転方向の分力を受けてシリンダブロック装置1と共に回転する。一方、ピストンアッセンブリ10はドライブシャフト31の回転力によりシリンダブロック20内に押し込まれ、油は吸込・吐出ポート21を通りバルブプレート43の図示しない低圧ポートへ流出する。この状態を繰り返しながらドライブシャフト31は回転する。

ここで、シリンダブロック装置1の動作の詳細を、図4の例で説明する。

ピストンアッセンブリ10のピストン11の外周には、従来と同様のシールランド12と外周溝14に加えて、ピストンアッセンブリ10の往復動方向に対して傾斜し、且つ外周溝14からケースドレン39に通じる導油溝13が設けられている。これにより、シールランド12から洩れた油は、傾斜した導油溝13を、R側（ピストン11の高圧側）から左側L（ケースドレン39側）に矢印Fの通り流れてピストン11の全周を潤滑、冷却できる。従って、ピストン11が高速回転による遠心力などでシリンダ孔22内で偏心しても、摺動摩擦による発熱や焼きつきは起こらず、冷却効果も得られる。しかも、全周を潤滑、冷却できるのでシールランド12とシリンダ孔22の隙間は従来と同等、または小さくできるので、低速回転時の容積効率も同等、または向上する。また、この導油溝13の通路全体が絶えずケースドレン39内の油と連通しているので、ピストンアッセンブリ10がドライブシャフト31の回転力によりシリンダ孔22内に押し込まれるときも、ケースドレン39内の油が導油溝13および外周溝14に供給され、摺動摩擦による発熱や焼きつきは起こらず、冷却効果も得られる。

これに対して、図5は従来のシリンダブロック装置30の作動説明図であり、傾転角が小さくなると、図6に示す上側のピストンアッセンブリ36が更にシリンダ孔42b内に挿入されるとともに、下側のピストンアッセンブリ36の挿入深さが小さくなり、ストロークSも小さくなる。このため、ピストン38の中央部のラビリンス溝38bは、シリンダブロック42からケースドレン39内に出

ることがない。ピストン38が高速回転による遠心力などでシリンダ孔42b内で偏心すると、大きい方の隙間T2からシールランド38aを経て洩れた油が多く流れ、隙間T2側は冷却される。一方、小さな隙間T1側からはシールランド部38aを経て洩れた油は流れ難く、流れる油の温度が上昇する。その結果、油の粘度が低下し、隙間T1側がさらに小さくなる。この繰り返しにより、隙間T1側が局部的に摺動摩擦により発熱して高温になり、ピストン38に焼きつきが発生する。

次に、図7Bに示す複数本のラビリンス溝38bが削成された従来技術のピストン38と、本発明に係る図2Aに示す1本の螺旋溝が形成されたピストン11A及び図2Eに示す螺旋溝が無いピストン11Eとを用いて、高速回転時の焼きつきと低速回転時の容積効率の比較テストを実施した。その結果は表2に示す通りである。即ち、

(1) 従来品では、直径隙間が基準+10 μ m、および基準+20 μ mでも高速回転時(回転速度5000rpm, 圧力210Kg/cm²)に焼きつきが発生した。水準1の10 μ mでは、ピストン38の外径部とシリンダ孔42bとがロックしていた。

(2) 本発明品は、高速回転時に全数焼きつきが発生しなかった。しかも、低速回転時(回転速度500rpm, 圧力350Kg/cm²)の容積効率も全数規格(87%以上)を満足していた。

(3) 本発明品では、従来の回転速度から約20%アップの回転速度が得られている。

(4) 本発明品のピストン11A(図2A)及び11E(図2E)からの油洩れは、約0.41/minであり、従来よりも若干少ない洩れである。

表2 高速回転時の焼きつき有無と低速回転時の容積効率の比較

水 準				試 験 結 果		
旧 新	No	直径隙間 (μm)	導油溝形状	高速回転時 焼きつき	低速回転時 容積効率%	総合 判定
従 来	1	基準+10	ラビリンス溝	有り	基準	×
	2	基準+20	ラビリンス溝	有り	基準-5	×
	3	基準+30	ラビリンス溝	無し	基準-7	×
本 発 明	4	基準	螺旋溝 (図2A)	無し	基準	○
	5	基準+10	螺旋溝 (図2A)	無し	基準-1	○
	6	下記(1)	螺旋溝 (図2A)	無し	基準	○
	7	下記(2)	溝無し (図2E)	無し	基準	○

(1) テスト水準6のピストンは、シールランド12を基準の直径隙間とし、螺旋溝部を基準-30 μm の直径隙間としている

(2) テスト水準7のピストンは、太い直径(Db)部を基準の直径隙間とし、細い直径(Da)部を基準-30 μm の直径隙間としている。

テスト条件は次の通りである。

高速回転時の運転条件

- ・回転数：5000rpm
- ・圧力：210Kg/cm²

低速回転時の運転条件

- ・回転数：500rpm
- ・圧力：350Kg/cm²

更に、表2には記載していないが、テスト水準4に相当する1本の螺旋からなる導油溝23Aをシリンダブロック20Aのシリンダ孔22（図3A）のみに設けてテストした結果でも、同様の効果が得られている。

また、複数の傾斜した直線からなる導油溝13B（図2B）についても同様の効果が得られ、これらの導油溝13Bによりケース32の油を搬入するため、耐焼きつき性がさらに向上している。

また、図2C、2Dでもシールランド12を中央に移動し、ピストン11Cの高圧側に繋がる導入溝15C、15Dを設けることにより、高圧油が積極的にピストン11の中央付近に導入されるため、潤滑、冷却効果が増大し、耐焼きつき性がさらに向上している。なお、シリンダ孔22のケースドレン39側の内径を、シリンダブロック20の吸込・吐出ポート21側の内径より大きくしても潤滑、冷却効果は増大し、同様の効果が得られている。

ピストン11に、外周溝14とピストンアッセンブリ10の往復動方向に対し傾斜し外周溝14からケースドレン39に通じる螺旋形の導油溝13を設ける（図4）と同時に、ピストン11のケースドレン39側の外径を吸込・吐出ポート21側のシールランド12より小さくすれば、さらにピストンアッセンブリ10の潤滑、冷却効果が高められる。なお、導油溝13をシリンダブロック20のシリンダ孔22のみに設けるとともに、ケースドレン39側の内径を吸込・吐出ポート21側より大きくしても、同様の効果が得られる。

産業上の利用可能性

本発明は、ピストンポンプ・モータが高速化しても、斜軸式および斜板式油圧ポンプのピストンとシリンダとの摺動摩擦による発熱や焼きつきが防止できるシリンダブロック装置として有用である。

請求の範囲

1. ケース(32)内に回転自在に支持され、且つ円筒形状の一端面側に吸込・吐出ポート(21)を有すると共に、これら吸込・吐出ポートに接続し、且つ内側の円周上に均等に配分された複数のシリンダ孔(22)が設けられているシリンダブロック(20)と、駆動軸(31)により回転されると共に、このシリンダ孔内で枢密に摺動し、且つこのシリンダブロックの他端面側からその一部が出入するピストン(11)とを有するピストンポンプ・モータにおいて、

前記ピストン(11)の外周で、且つ前記シリンダブロック(20)の他端面側から出入する部分、及び前記シリンダ孔(22)の内周で、且つ前記他端面側からこのピストンの一部が出入する部分のいずれか一方に、前記ケース(32)内に連通する導油溝(13)を設けたことを特徴とするピストンポンプ・モータ。

2. ケース(32)内に回転自在に支持され、且つ円筒形状の一端面側に吸込・吐出ポート(21)を有すると共に、これら吸込・吐出ポートに接続し、且つ内側の円周上に均等に配分された複数のシリンダ孔(22)が設けられているシリンダブロック(20)と、駆動軸(31)により回転されると共に、このシリンダ孔内で枢密に摺動し、且つこのシリンダブロックの他端面側からその一部が出入するピストン(11)とを有するピストンポンプ・モータにおいて、

前記シリンダブロック(20)の他端面側から出入する部分の外周は、前記吸込・吐出ポート(21)側の外周より小径である前記ピストン(11)、及び前記シリンダブロックの他端面側からこのピストンの一部が出入する部分の内周は、前記吸込・吐出ポート側の内周より大径である前記シリンダ孔(22)のうち、少なくともいずれか一方を備えたことを特徴とするピストンポンプ・モータ。

3. 前記ピストン(11)の外周の小径部、及び前記シリンダ孔(22)の内周の大径部のうち、少なくともいずれか一方に前記ケース(32)内に連通する導油溝(13)を設けたことを特徴とする請求の範囲2記載のピストンポンプ・モータ。

4. 前記ピストン(11)の外周には、前記吸込・吐出ポート(21)側の高圧油をシールする高圧油シールランド(12)と、このシールランドに隣接し、且つ前記ケース(32)内に連通する導油溝(13)及び前記ピストンの外周の小径部のうち、いずれか一方に接続する所定幅の外周溝(14)とを備えたことを特徴とする請求の範囲1、2、又は3記載のピストンポンプ・モータ。

5. 前記導油溝(13)は、前記ピストン(11)の往復動方向に対して傾斜した形状であることを特徴とする請求の範囲1又は3記載のピストンポンプ・モータ。

FIG. 1

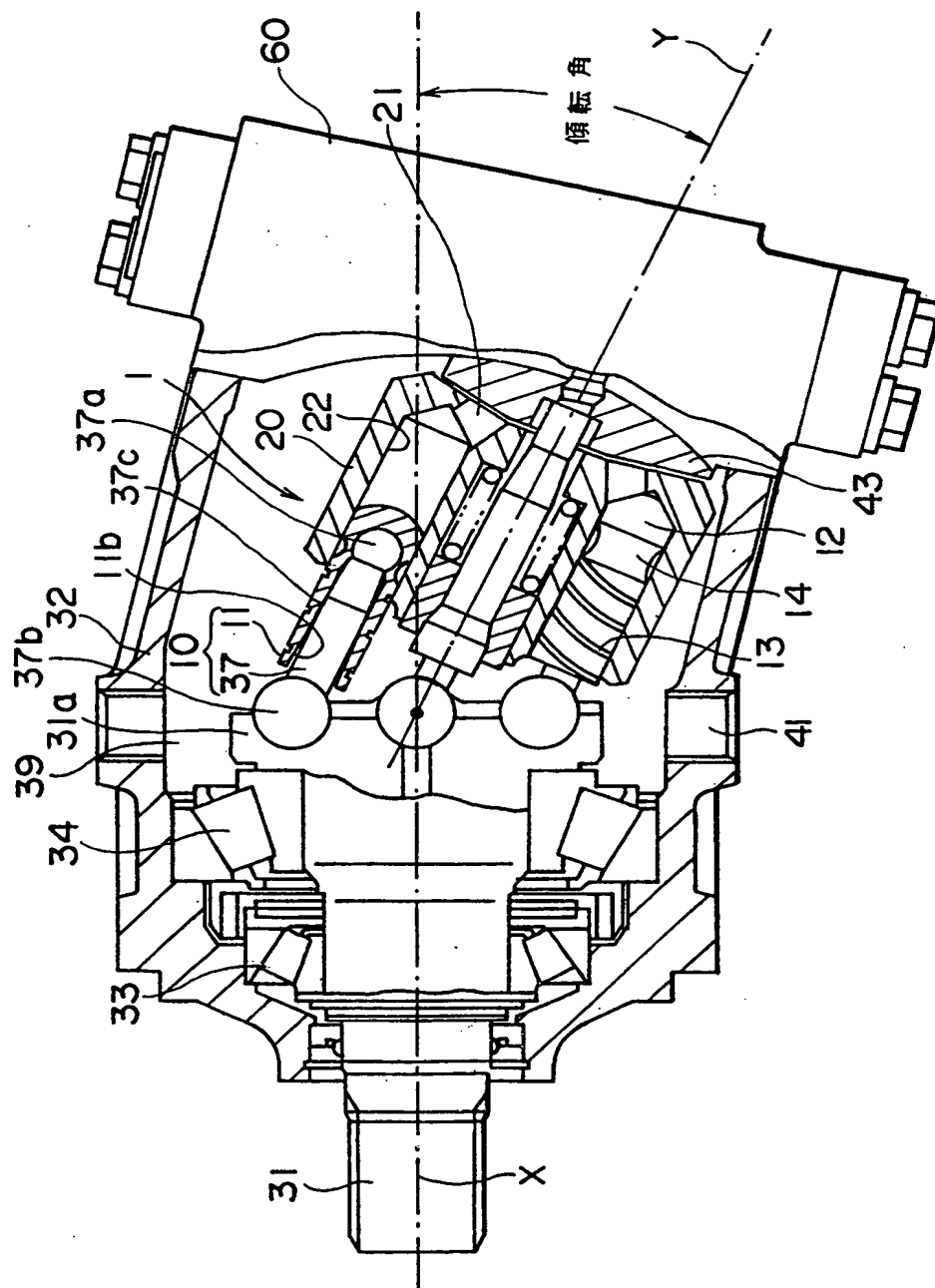


FIG. 2A

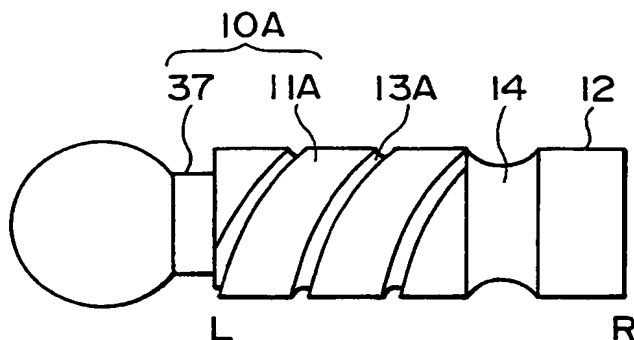


FIG. 2B

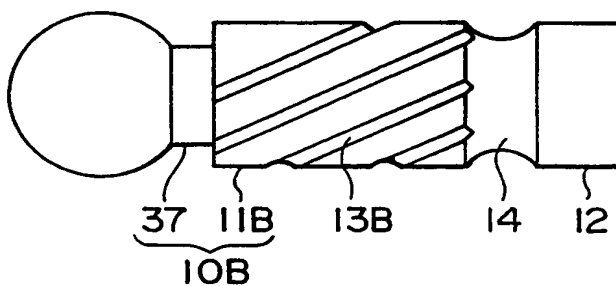


FIG. 2C

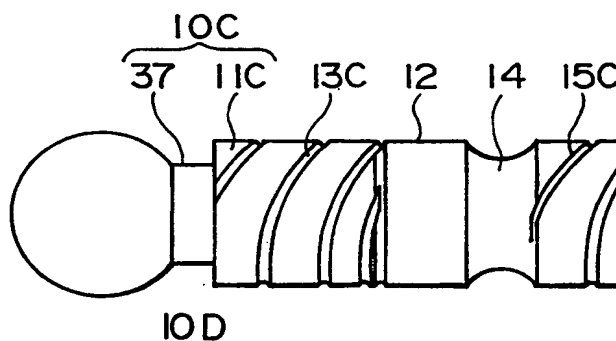


FIG. 2D

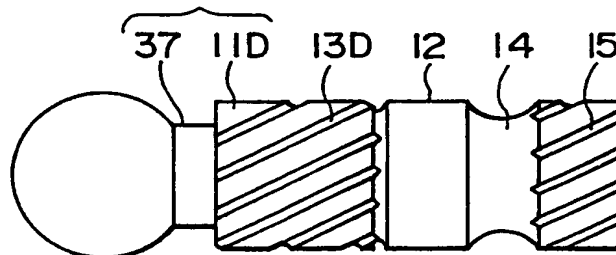


FIG. 2E

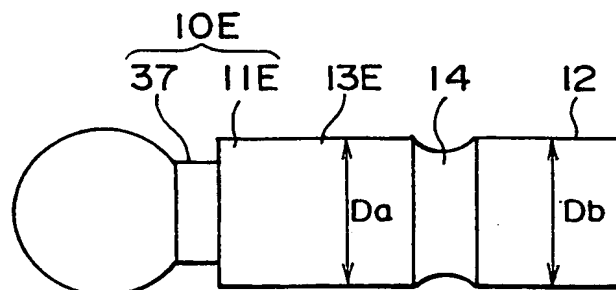


FIG. 3B

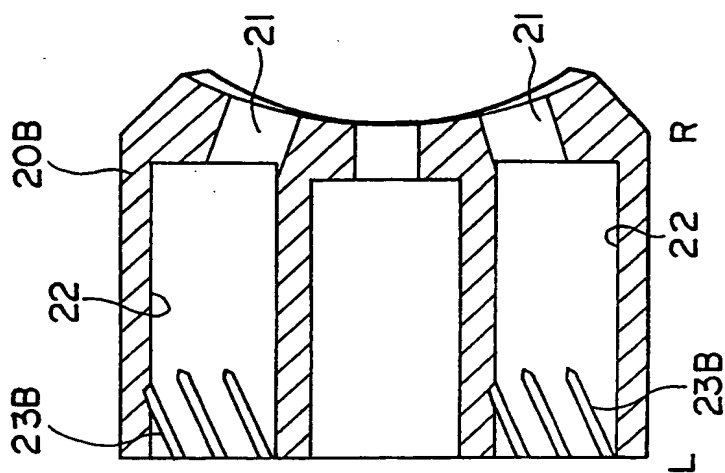


FIG. 3A

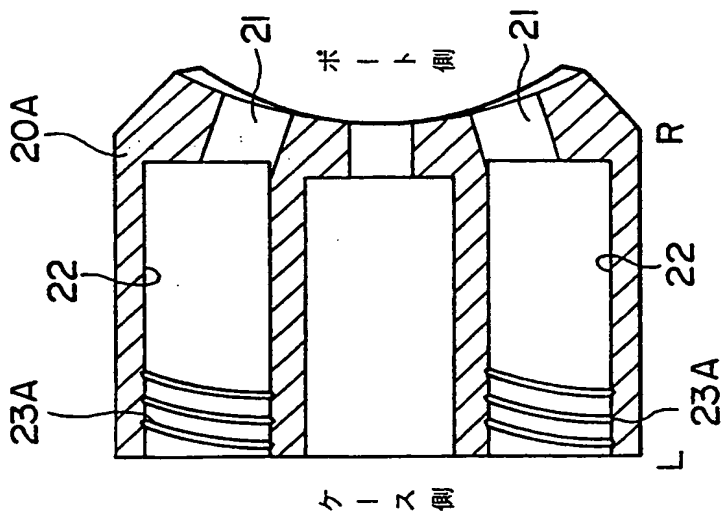


FIG. 4

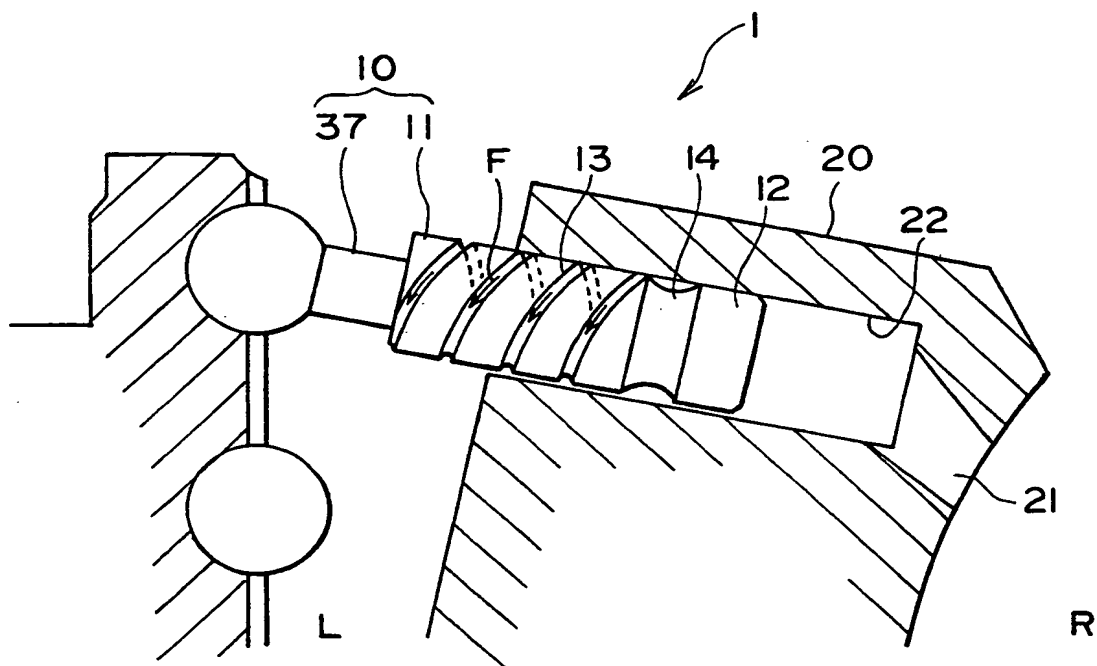


FIG. 5 従来技術

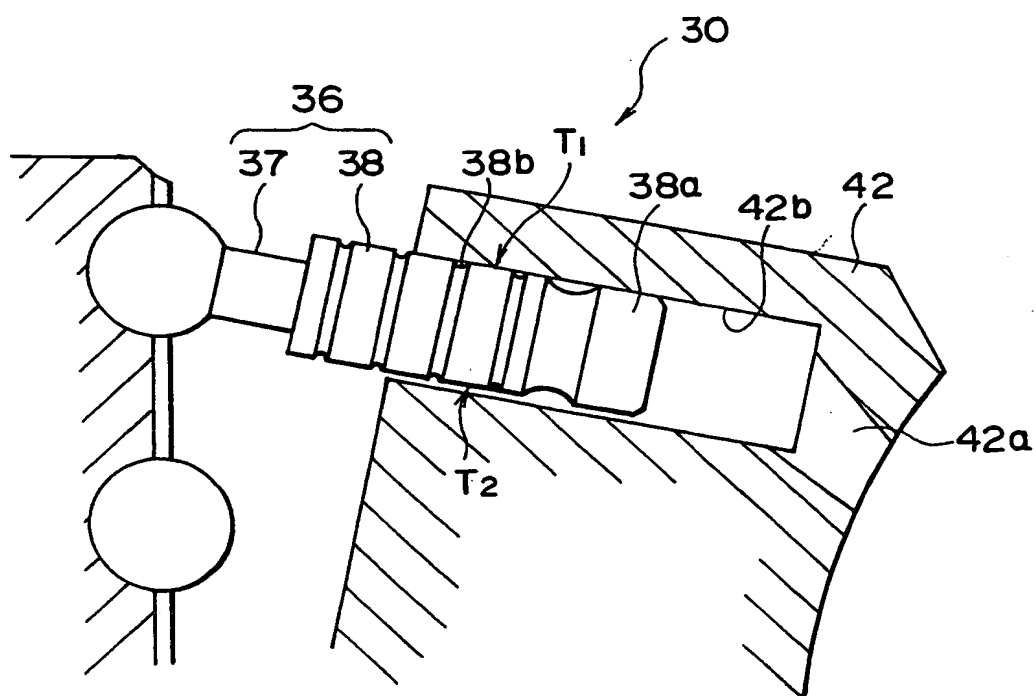


FIG. 6 従来技術

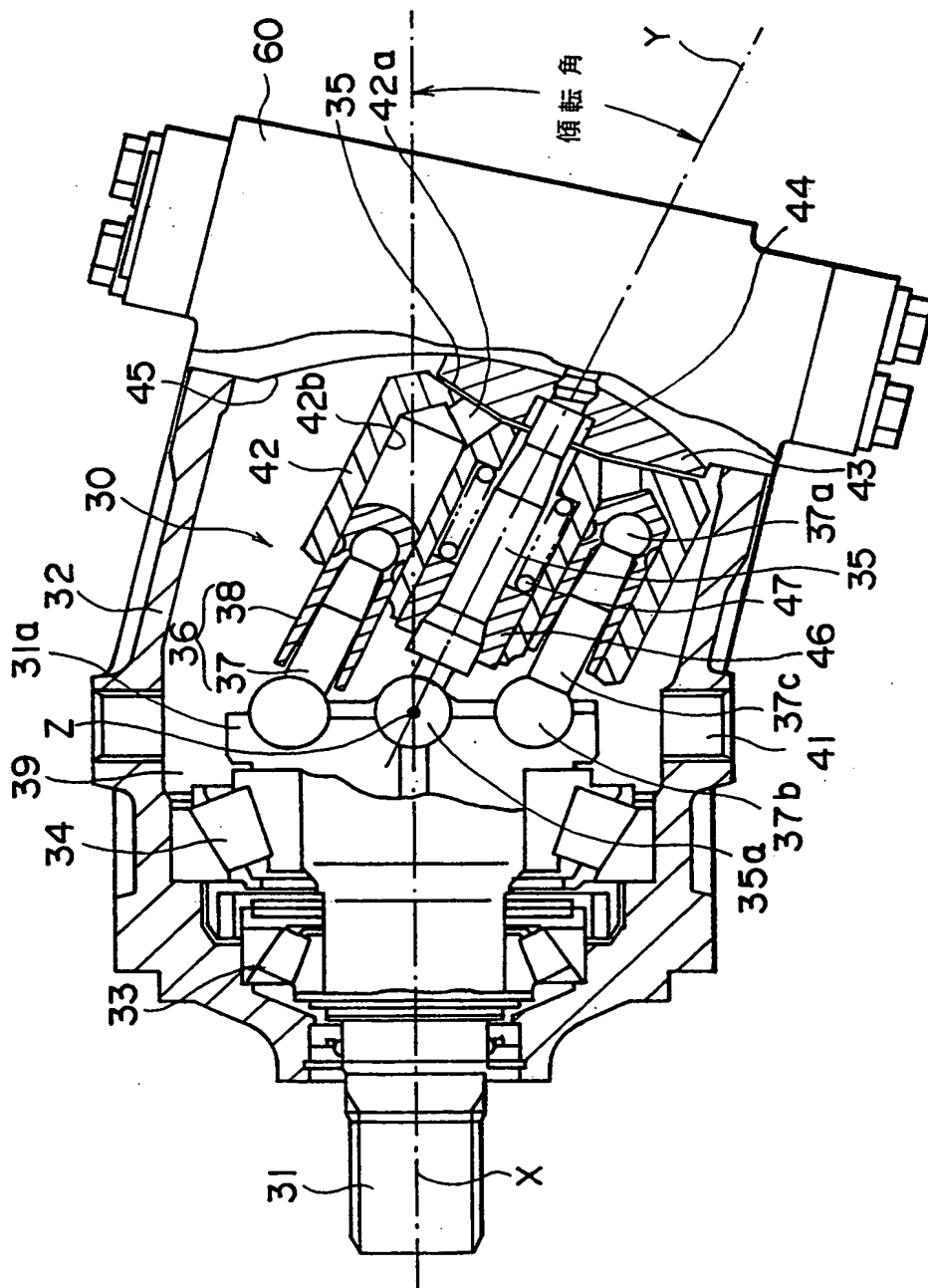


FIG. 7A

従来技術

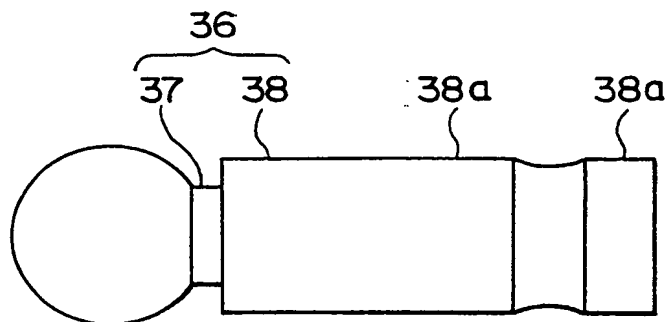


FIG. 7B

従来技術

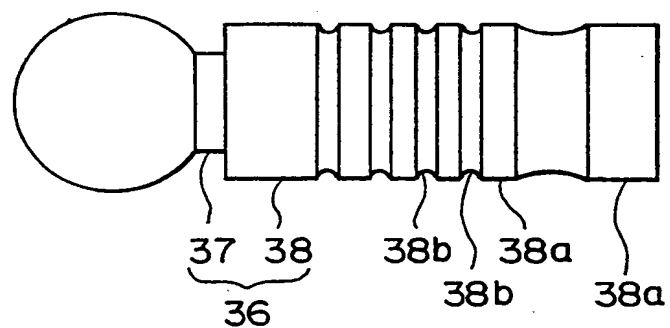


FIG. 8 従来技術

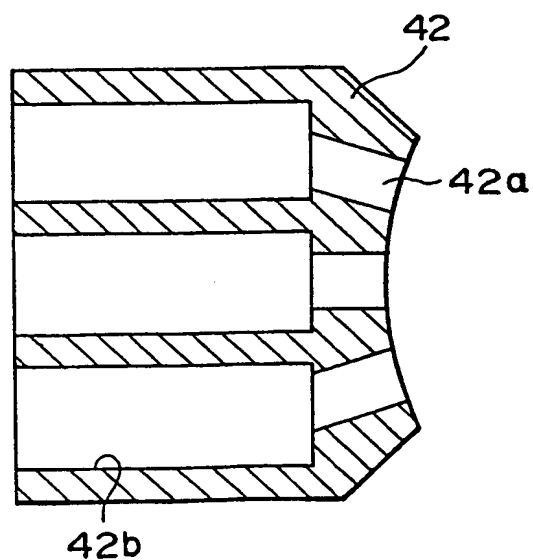
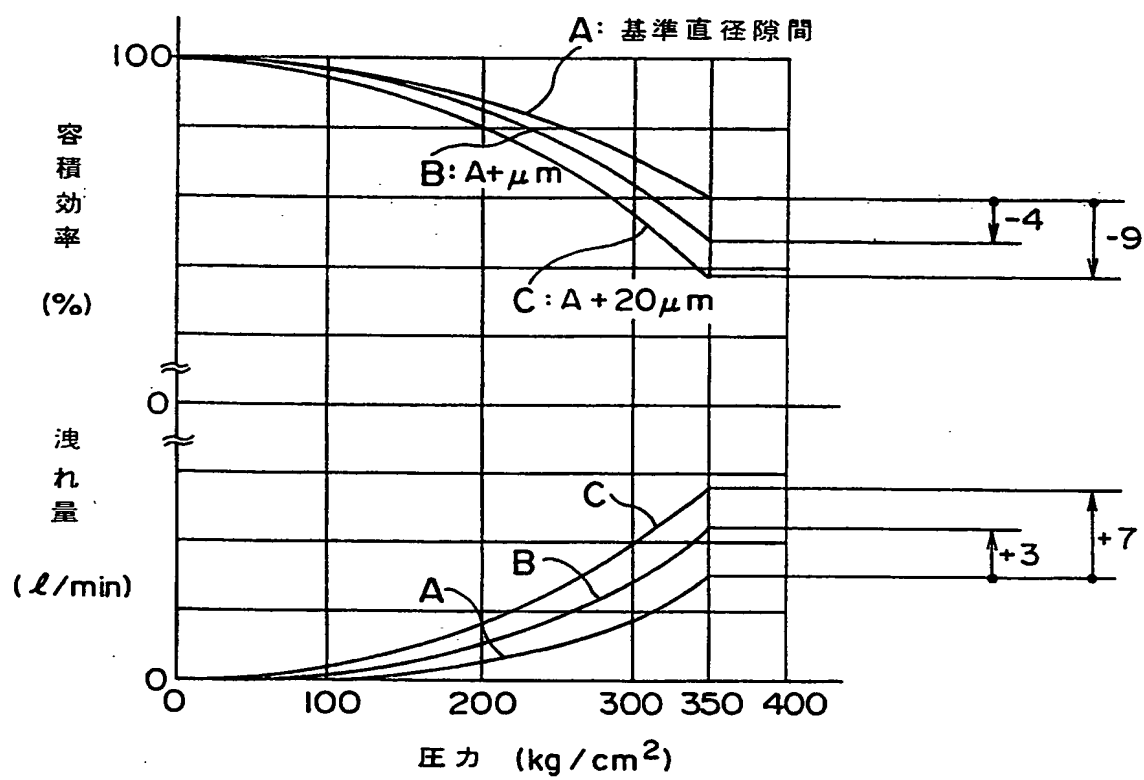


FIG. 9



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP98/00437

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁶ F04B1/24, F04B21/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁶ F04B1/00-23/14, F04B39/00-39/16

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-1998

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-1995 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-1998

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP, 7-189889, A (Tokimec Inc.), July 28, 1995 (28. 07. 95) (Family: none)	1 3-5
X Y	JP, 60-19776, U (Uchida Oil Hydraulics Mfg. Co., Ltd.), February 9, 1985 (09. 02. 85) (Family: none)	2 3-5

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
April 16, 1998 (16. 04. 98)

Date of mailing of the international search report
April 28, 1998 (28. 04. 98)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl^o F04B1/24, F04B21/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl^o F04B1/00-23/14, F04B39/00-39/16

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996

日本国公開実用新案公報 1971-1995

日本国実用新案登録公報 1996-1998

日本国登録実用新案公報 1994-1998

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y	JP, 7-189889, A (株式会社トキメック) 28. 7月. 1995 (28. 7. 95) (ファミリーなし)	1 3-5
X Y	JP, 60-19776, U (内田油圧機器工業株式会社) 9. 2月. 1985 (9. 2. 85) (ファミリーなし)	2 3-5

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

16. 04. 98

国際調査報告の発送日

28.04.98

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

千葉 成就



3H 9616

電話番号 03-3581-1101 内線 3316